

# 全海深载人潜水器厚观察窗结构的强度研究

杜青海<sup>1</sup>, 高睿<sup>2</sup>, 崔维成<sup>1,3</sup>

(1. 上海深渊科学技术研究中心, 上海海洋大学 海洋科学学院, 上海 201306;

2. 上海海洋大学 工程学院, 上海 201306;

3. 西湖大学 工学院, 杭州 310024)

## 摘要

全海深载人潜水器是当前海洋技术领域最有挑战性的深海装备之一, 而锥台型观察窗的设计是全海深载人潜水器的技术难点。为了研究锥台型观察窗的结构参数和倒角对于应力和位移的影响, 首先利用 ABAQUS 对文献记述的试验进行仿真, 验证有限元模型的可靠性。然后建立带有两种边界条件的有限元模型, 对比分析位移和应力的差异。最后研究锥角  $\alpha$ 、厚度直径比  $t/D_1$ 、摩擦系数  $\mu$  和倒角对锥台型观察窗的位移和应力的影响。数值分析结果表明: 有限元仿真数据比文献试验数据稍大, 偏保守; 自由边界时的轴向位移比固定边界时的大, 更符合实际工程应用; 3 个设计参数与应力和位移均成反比, 给出了锥角和厚度直径比的合理化区间; 在锥台型观察窗内侧面边缘处建立倒角有利于减小应力集中。

**关键词:** HOV; 锥台型观察窗; 有限元分析; 接触

**中图分类号:** P715.5

**文献标识码:** A

## 0 引言

在广阔的海洋里蕴含着丰富的资源, “十三五”期间中国提出的“深海进入、深海探测、深海开发”战略, 就是为了全面开发利用深海资源, 加快建设海洋强国战略。全海深载人潜水器是当下海洋高技术前沿的一个标志, 几个发达国家如美国、日本和中国都在抢占这个技术制高点。承受深海高压的耐压结构是载人潜水器的核心部件。观察窗作为载人潜水器的眼睛, 曾经是载人潜水器观察外部的唯一手段<sup>[1]</sup>。

自上世纪三、四十年代起, 国内外科研人员投入了大量的人力物力对观察窗结构性能进行了理论与试验等方面的研究, 取得了一定的成果。美国 J. D. Stachiw<sup>[2-3]</sup>从理论和试验两方面研究了不同形式和不同尺寸参数下的观察窗在均匀压力作用下的临界压力, 但他的研究主要集中在 6000 米级以内。刘道奇等<sup>[4]</sup>基于 7000 米级观察窗蠕变试验结果和数值研究, 得到观察窗蠕变与负载、结构形式、接触条件等有关的结论。黄浔等<sup>[5]</sup>研究在一定载荷和工作时间下观察窗的蠕变行为, 还分析了观察窗设计参数对应力的影响。

本文以全海深 (11 000 米级) 载人舱的观察窗设计为研究终极目标, 基于 ABAQUS 软件, 建立锥台型观察窗的两种边界条件的有限元模型, 分析边界条件对应力和轴向位移的影响, 尤其是在更符合实际情况的自由边界条件下的尺寸参数及倒角等对轴向位移和应力等的影响, 得到不同尺寸参数下的

合理优化区间,为锥台型观察窗的结构优化设计提供参考。

## 1 锥台型观察窗的属性

### 1.1 结构参数

20世纪30年代后期, Piccard 教授在海洋工程领域引入了锥台型观察窗。如果没有锥台型观察窗和丙烯酸树脂材料的使用,深海潜水器可能不会像现在这样迅速发展。如图1所示,这种形状的观察窗,改进了平圆型观察窗的结构性能。可以增加视野,具有可靠的抗高压密封性,观察窗和窗座的锥形面尺寸相同,接触光滑且都需要进行打磨处理。锥台型观察窗重要的结构参数有:锥台型观察窗承受的外载荷  $P$ , 为均匀压力; 锥台型观察窗的厚度  $t$ ; 锥台型观察窗玻璃内侧面直径  $D_i$ ; 锥台型观察窗内口径  $D_f$ ; 锥台型观察窗锥角  $\alpha$ 。引入无量纲参数厚径比  $t/D_i$  和窗座悬伸比  $D_i/D_f$ 。取锥台型观察窗玻璃外圆心  $O$  点为坐标系  $rOz$  的原点,内圆心为  $c$  点。

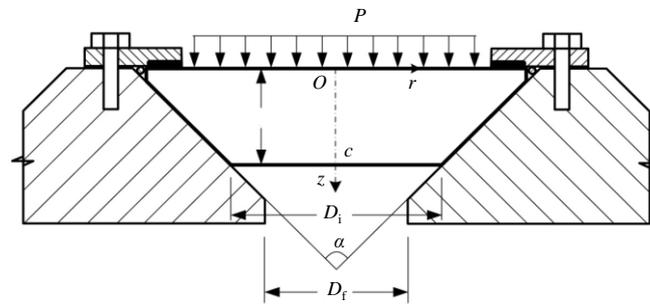


图1 锥台型观察窗的几何结构参数

### 1.2 丙烯酸树脂的材料性能

选取丙烯酸树脂作为观察窗的材料是基于其固有的强度、密度、抗冲击性和透明性的特性。由于丙烯酸树脂的粘弹性性能易于制作成锥台型观察窗,能使应力保持在低水平且不会在应力集中处发生裂纹。如果材料没有粘弹性的特性,锥台型观察窗设计将易于失效破坏。本文使用的丙烯酸树脂的材料属性如表1所示。

表1 丙烯酸树脂材料性能

参数	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	抗压屈服强度/MPa
数值	2760	0.38	1190	103

### 1.3 锥台型观察窗的运动学接触条件

锥台型观察窗与窗座之间是面接触,窗座设定为刚性体,观窗玻璃设定为柔性体。在接触对之间的运动学接触条件<sup>[6]</sup>描述为:对于主接触面  $\Gamma_s$  上的任意一点  $P_s$ ,从接触面  $\Gamma_c$  上在变形方向上的最近接触点  $P_c$  可以通过它们之间的相对距离进行确定。距离的表达式为

$$\|p_c - p_s\| = \min_{P_s \in \Gamma_c} \|{}^t p_c - {}^t p_s\| \quad (1)$$

式(1)为非线性方程,可以通过“牛顿—拉菲生”方法求解。在  $t+\Delta t$  时刻,主从接触面之间的距离  $G(P)$  可以表达为

$${}^{t+\Delta t} G p = {}^{t+\Delta t} p_s - {}^{t+\Delta t} p_c - {}^{t+\Delta t} N \geq 0 \quad (2)$$

式中,  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{N}$  为  $t+\Delta t$  时刻指向接触体内的单位法向量。式 (2) 可以用一个线性表达式来表示:

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{G} \mathbf{p} = {}^t\mathbf{G} \mathbf{p} + \Delta {}^t\mathbf{u} \mathbf{p}_c - \Delta {}^t\mathbf{u} \mathbf{p}_s \quad {}^t\mathbf{N} \geq 0 \quad (3)$$

式中,  $\Delta {}^t\mathbf{u}(\mathbf{p})$  为  $t$  时刻位移矢量增量;  ${}^t\mathbf{N}$  为  $t$  时刻的单位法向量。

在理想条件下, 观察窗与窗座之间的安装分为完全固定与完全自由这两种情况。

(1) 在完全自由安装状态, 有很小的滑动摩擦力, 所以观察窗和窗座之间有相对滑动。在高压环境下, 观察窗和窗座存在横向膨胀, 会存在切向相对位移, 这就产生了摩擦应力。根据库洛姆 (Koulomb) 摩擦法则, 完全自由安装状态下的总摩擦力与两种接触方式有关, 一种接触方式为粘连接触, 另一种接触方式为滑动接触, 即:

$$\begin{aligned} f &< \alpha \cdot f'_s && \text{粘性接触} \\ f &= f'_s && \text{滑动接触} \\ f'_s &= \mu N \end{aligned} \quad (4)$$

式中,  $0 < \alpha \leq 1$ ;  $\mu$  为滑动摩擦系数;  $N$  为作用在接触面上的法向正压力。  $f'_s$  为最大粘连摩擦力, 它与接触材料、接触面粗糙度以及环境温度等相关。

(2) 完全固定安装状态下, 观察窗与窗座之间无滑动摩擦力也没有滑动位移 (即  $\mu$  为无穷大)。

## 2 锥台型观察窗应力和位移有限元分析

### 2.1 有限元仿真模型

ABAQUS 是功能强大的仿真分析软件之一。根据锥台型观察窗结构的对称性, 可以选用轴对称二维平面模型进行建模, 用高精度四边形的 CAX4R 单元可以保证数值计算的精度。对于窗玻璃与窗座之间的接触, 可以通过设置接触类型和法向、切向摩擦系数以及罚函数因子来模拟。图 2 所示为观察窗轴对称数值模拟计算分析模型的单元划分和载荷边界约束。

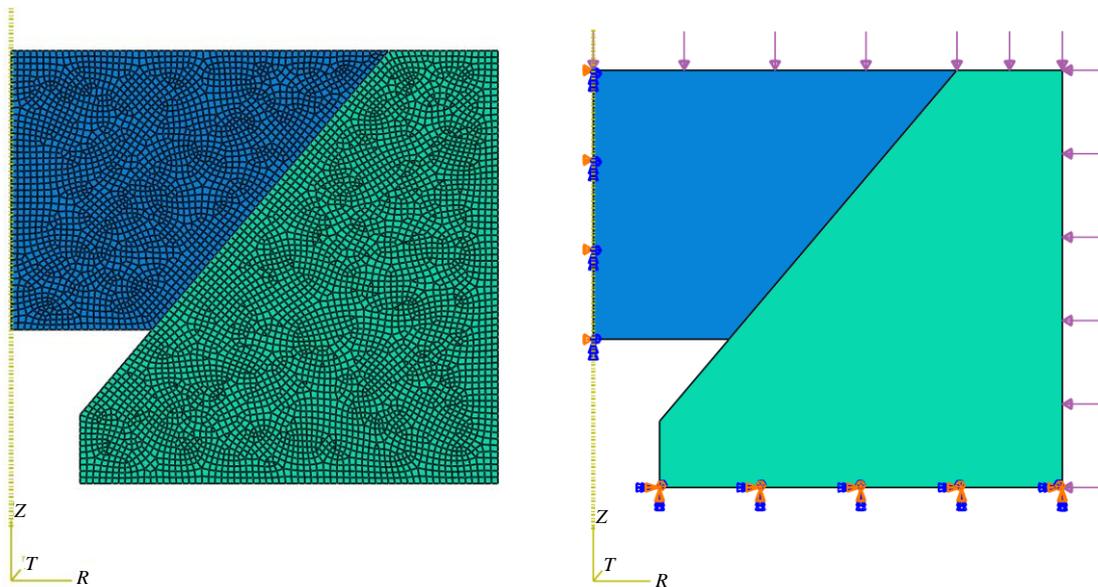


图 2 锥台型观察窗有限元模型的网格划分与边界约束

## 2.2 有限元分析模型准确性的验证

模型单元网格的疏密程度直接决定仿真分析计算结果的精度，但是网格划分过密会增加计算机的计算量和运行时间。

选取 J. D. Stachiw<sup>[8]</sup>博士研究的系列试验模型之一（试验模型 I），几何尺寸参数为： $D_i = 127 \text{ mm}$ 、 $D_f = 76.05 \text{ mm}$ 、 $t = 127 \text{ mm}$ 、 $\alpha = 90^\circ$ 、即  $t/D_i = 1$  和试验压力载荷  $p = 68.95 \text{ MPa}$ 。运用 ABAQUS 建立有限元几何模型，设置不同网格单元大小和假定摩擦系数  $\mu = 0.05$ ，分别进行接触分析，计算结果如表 2 所示。可以看出，只要网格单元边长小于  $2 \text{ mm}$ ，计算得到的位移趋向于稳定和收敛。

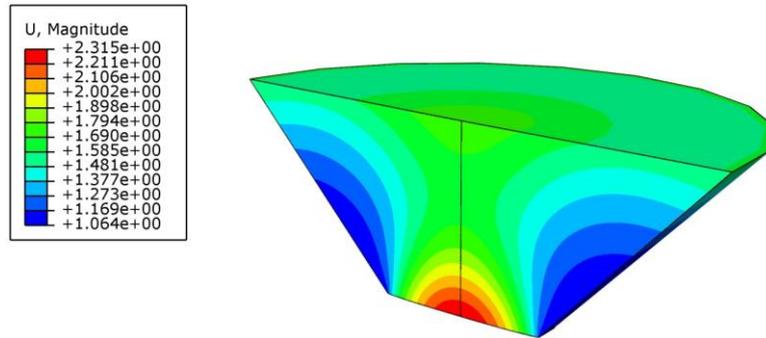


图 3 试验模型的位移云图（单元尺寸  $0.9 \text{ mm} \times 0.9 \text{ mm}$ ）

表 2 观察窗单元尺寸与轴向位移

观察窗单元尺寸/mm	窗座单元尺寸/mm	轴向位移/mm
2×2	10×10	2.322
1.5×1.5	5×5	2.318
1×1	10×10	2.316
1×1	5×5	2.315
0.9×0.9	5×5	2.315
0.8×0.8	5×5	2.315

因此，在以下的数值模拟分析中，有限元网格划分均调至计算结果趋向于收敛。另一方面，窗玻璃与窗座之间的接触条件对计算有极其重要的影响<sup>[7-8]</sup>。对上述的 J. D. Stachiw 博士<sup>[8]</sup>的试验模型 I 进行有限元建模，将网格单元划分至计算收敛，并设置不同的摩擦系数进行数值计算，计算得到的观察窗玻璃内侧面中点位移如表 3 所示。从表 3 可知，当摩擦系数  $\mu$  为 0.05 时，有限元分析与文献值基本一致。因此以下将假定观察窗与窗座之间的摩擦系数  $\mu$  为 0.05。

表 3 观察窗不同摩擦系数的轴向位移

试验 <sup>[8]</sup>	计算									
	$\mu = 10^{-5}$		$\mu = 0.05$		$\mu = 0.10$		$\mu = 0.15$		$\mu = 0.20$	
轴向位移/mm	轴向位移/mm	误差/%	轴向位移/mm	误差/%	轴向位移/mm	误差/%	轴向位移/mm	误差/%	轴向位移/mm	误差/%
2.286	2.431	6.3	2.291	0.2	2.116	7.4	2.052	10.2	1.903	16.8

为了验证 ABAQUS 有限元计算分析的可靠性，对 J. D. Stachiw 博士研究的另一试验验证模型 II<sup>[8]</sup>进行建模，其几何尺寸和载荷参数为： $t = 25.4 \text{ mm}$ 、 $t/D_i = 1$ 、 $p = 68.9 \text{ MPa}$ 。试验数据和本文计算结果如图 4 所示。根据图 4 可知，有限元计算分析的结果与试验保压时间 1000 h（即稳定期）的实测数据

相符合, 且误差在 10% 以内。需要注意的是, 数值计算结果均高于试验开始时间 1 h 内的测量结果。可见本文基于 ABAQUS 软件的计算结果与试验具有一定的符合度, 同时也表明有限元计算对于短期压力载荷作用响应而言具有一定的保守性。

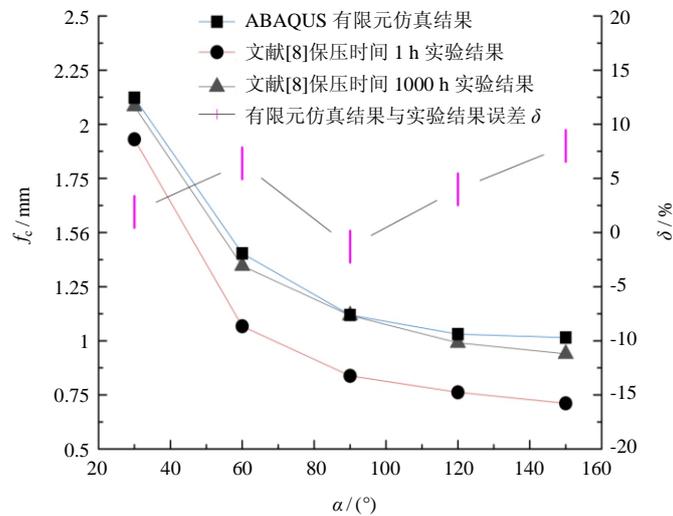


图 4 有限元计算与试验测试数据对比

在 J. D. Stachiw<sup>[8]</sup>博士的试验中没有应力实测数据, 但在其数值方法的研究中对模型 ( $t/D_1 = 0.46$ ,  $\alpha = 90^\circ$ ,  $P = 6.89 \text{ MPa}$ ) 进行了窗玻璃在固定与自由约束边界条件下的应力计算。本文对模型设置不同的摩擦系数 ( $\mu = 0.25$  和  $\mu = 0.005$ ), 分别模拟固定与自由边界进行应力计算。将计算得到的观察窗玻璃中心沿厚度方向的应力分布与文献[8]比较, 如图 5 和 6 所示。从两个方向的应力对比可知, 本文的有限元分析与文献的计算值基本一致, 且固定与自由边界下的轴向应力  $\sigma_z$  重合, 即厚度方向的轴向应力  $\sigma_z$  与观察窗边界约束无关。

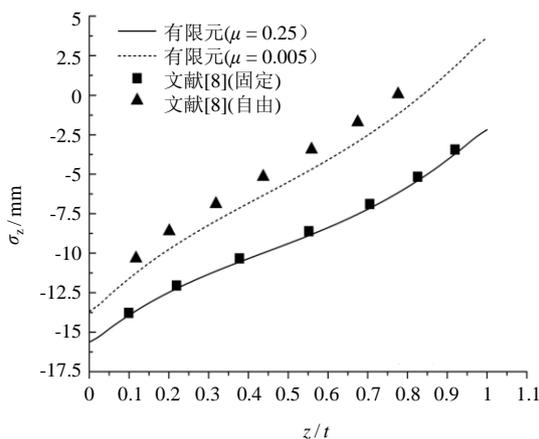


图 5 径向应力  $\sigma_r$  对比

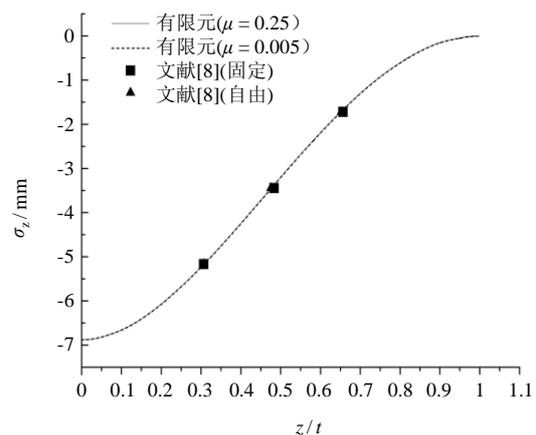


图 6 轴向 (厚度方向) 应力  $\sigma_z$  对比

### 2.3 锥台型观察窗实物研究

我国“蛟龙号”的观察窗承受了 7000 m 海水深的压力, 其观察窗即为典型的锥台型观察窗, 基本几何结构尺寸参数<sup>[4,6]</sup>如表 4 所示。运用 ABAQUS 软件建模, 窗座采用高强度钛合金材料, 弹性模量为  $1.2 \times 10^5 \text{ MPa}$ , 泊松比为 0.31。锥台型观察窗模型的边界条件、外载荷和网格划分如图 2 所示。

表4 锥台型观察窗的尺寸参数<sup>[4,6]</sup>

参数	观察窗厚度 $t$ / mm	最小直径 $D_i$ / mm	观察窗夹角 $\alpha$ / (°)
数值	220	220	90

对于观察窗玻璃与窗座之间的接触，简化为完全自由边界和完全固定边界这两种情况求解，如图7所示。其中，自由边界即表示存在滑动摩擦，鉴于上节的验证分析，将摩擦系数假定为0.05。

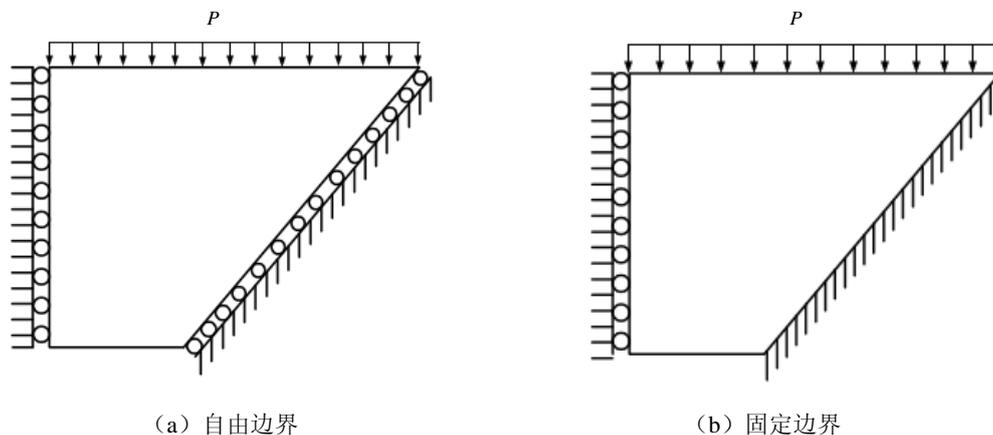


图7 锥台型观察窗自由边界和固定边界的几何模型

利用 ABAQUS 有限元软件对“蛟龙号”锥台型观察窗<sup>[4]</sup>在 71.6 MPa 深海环境压力下，分别就自由边界和固定边界分析位移和应力。两种边界条件下的径向位移和轴向位移云图如图8所示，轴向位移随着压力的变化如图9所示。

对比图8中自由边界和固定边界下的有限元分析结果，可以得知：两种边界条件下的最大径向位移在外侧面的不同位置，最大轴向位移在不同表面；同时自由边界的轴向位移比固定边界的大，而径向位移比固定边界的小。由图9可知，随着压力的增加，自由边界和固定边界下的轴向位移都增大，但自由边界计算结果要比固定边界时的大，且自由边界下的计算值和实测值比较接近。

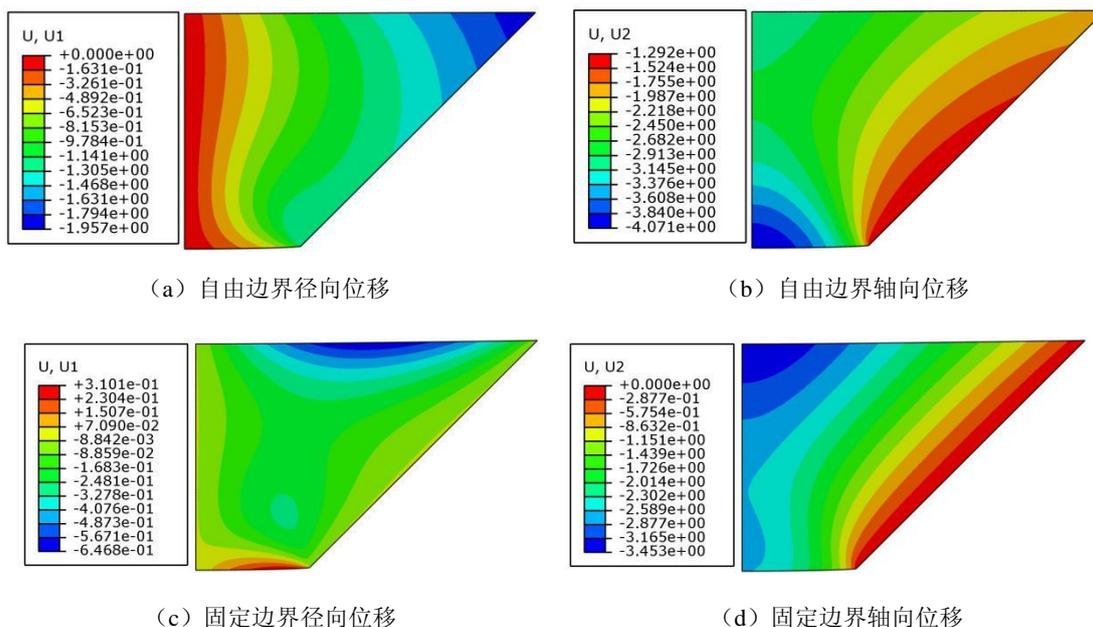


图8 锥台形观察窗自由边界和固定边界有限元分析

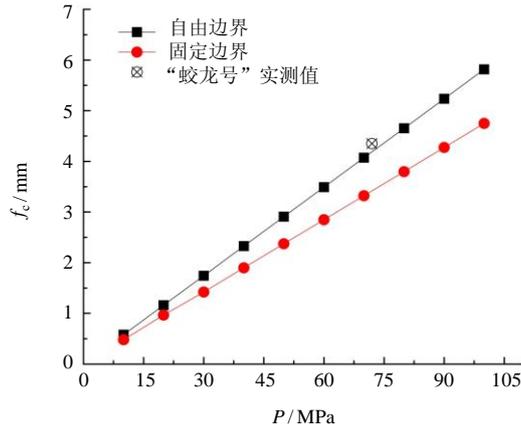


图 9 不同压力载荷下轴向位移曲线图

### 2.4 锥台型观察窗设计参数对位移和应力的影响

影响锥台型观察窗结构的设计参数主要有厚径比  $t/D_i$ 、锥角  $\alpha$  和摩擦系数  $\mu$ 。利用控制变量法研究这些参数对锥台型观察窗位移和应力的影响, 为优化锥台型观察窗参数设计提供参考。

为了使研究方便起见, 把  $D_i$  设为固定值 220 mm, 载荷  $p$  设为固定值 71.6 MPa, 摩擦系数  $\mu$  设为 0.05。此外, 自由边界条件更符合实际工作情况。

用 ABAQUS 进行计算, 得到不同锥角  $\alpha$  和厚径比  $t/D_i$  等参数下的最大等效应力、剪切强度和内侧面中心位置上轴向位移, 如图 10 ~ 图 12 所示。

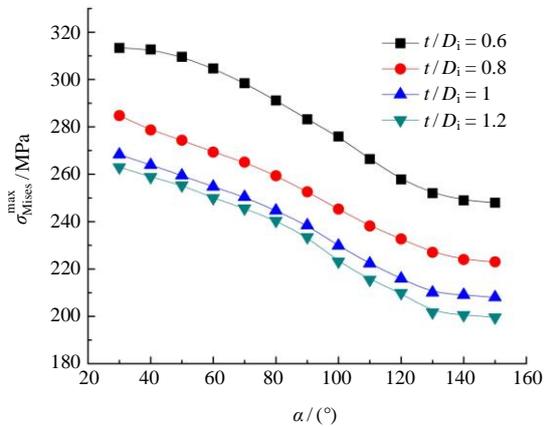


图 10 锥角  $\alpha$  与最大等效应力的曲线图

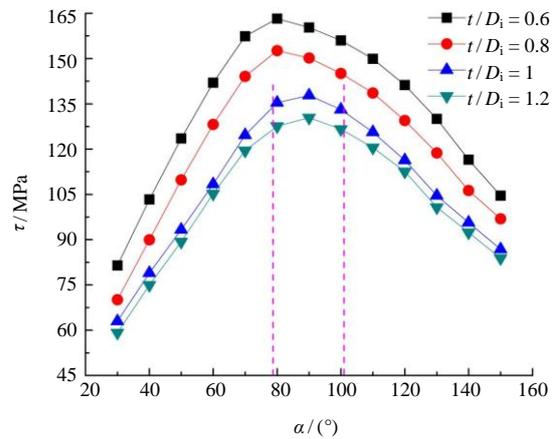


图 11 锥角  $\alpha$  与剪应力的曲线图

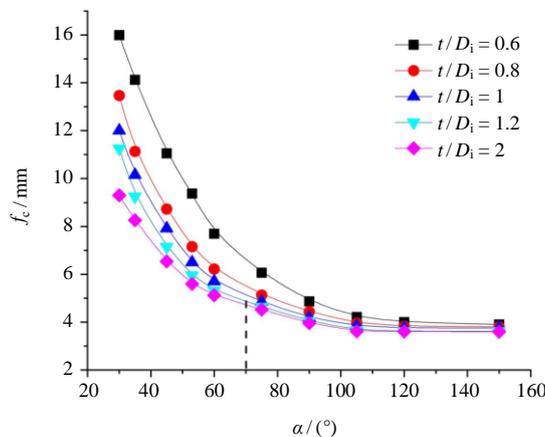


图 12 内侧面中心轴向位移随锥角变化曲线

由图 10 可知, 在相同载荷和摩擦系数下, 不同厚径比的锥台型观察窗的最大等效应力都与锥角  $\alpha$  成反比。当锥角  $\alpha > 110^\circ$  时, 最大等效应力降幅减小。同时, 若保持相同的锥角、载荷和摩擦系数, 那么厚径比与最大等效应力成反比。当  $t/D_1 > 1.0$  时, 最大等效应力降幅减小。而由图 11 可知, 随着锥角  $\alpha$  的增加, 剪切力先上升后下降, 存在着最大值。由该图可知, 锥角对剪切强度的不合理区间为  $80^\circ \sim 100^\circ$ , 而厚径比的合理优化区间为  $0.8 \sim 1.0$ 。

由图 12 可知, 对于给定的载荷和相同的厚径比, 轴向位移随锥角的增加而减小。当  $0.6 < t/D_1 < 0.8$  时, 轴向位移减少量明显比  $0.8 < t/D_1 < 1.0$  时轴向位移减少量更大; 且当  $0.8 < t/D_1 < 1.2$  时, 轴向位移的减少量显著变小。当锥角大于  $90^\circ$  时, 轴向位移的减少量都在变小, 曲线趋于平滑直线。当  $\alpha < 60^\circ$  时, 轴向位移的减少量明显高于  $\alpha > 90^\circ$  的轴向位移减少量。

在图 13 中给出了两组观察窗结构参数 ( $\alpha = 60^\circ, t/D_1 = 0.6$  和  $\alpha = 90^\circ, t/D_1 = 0.8$ ) 情况下的剪切强度和最大等效应力分布, 由该图可知, 剪应力和等效应力的最大值都分布在内侧面的边缘处。显然, 增大锥角和厚径比不利于减小内侧面边缘处的应力集中, 尤其是剪切强度, 同时也注意到锥台型观察窗的窗座将变得更大而重。

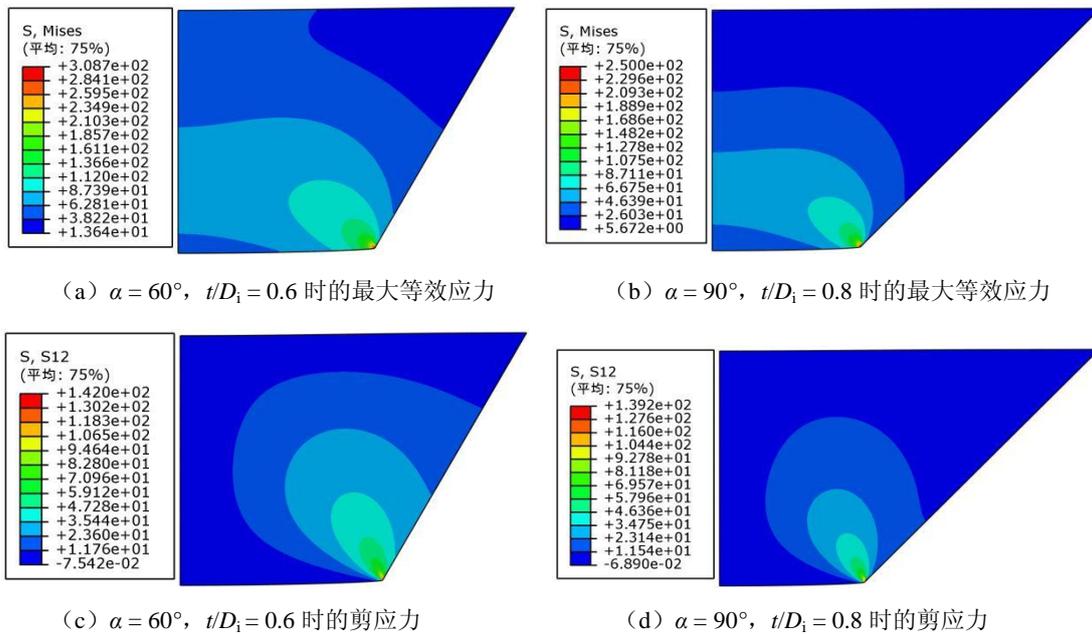


图 13 不同厚径比和锥角参数下的剪切力和最大等效应力云图

在图 14 中给出了不同尺度参数下观察窗位移分布云图。由该图可知, 锥台型观察窗的最大轴向位移位于内侧面的中心部分。

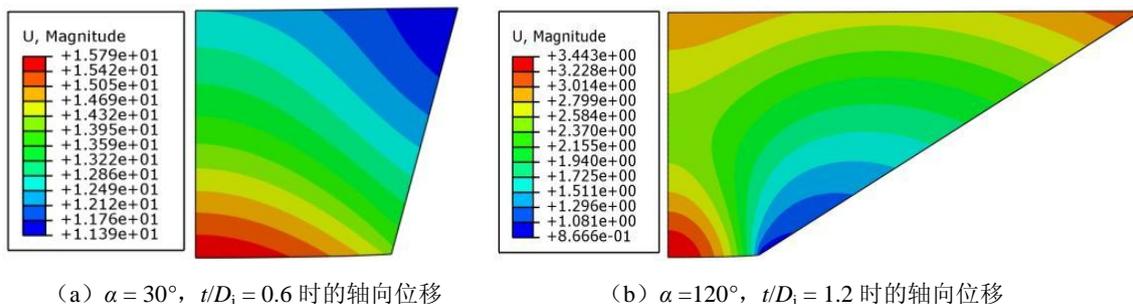
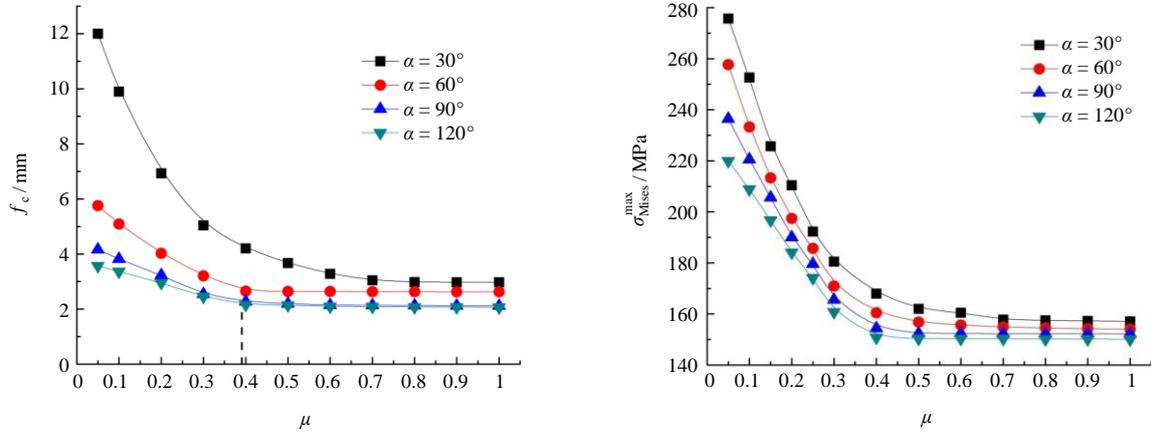


图 14 不同锥角和厚径比的轴向位移云图

取载荷  $p=71.6 \text{ MPa}$ , 厚径比  $t/D_i=1$ 。如图 15 所示。由该图可知, 在相同载荷和锥角下, 锥台型观察窗内侧面中心处的轴向位移及等效应力强度随摩擦系数的增大而减小。当摩擦系数  $\mu < 0.3$  时, 它对结构性能影响明显; 当摩擦系数  $\mu > 0.4$  时, 它对结构性能影响较小。此外, 当  $\alpha > 60^\circ$  时, 不同锥角之间的曲线是非常接近的。



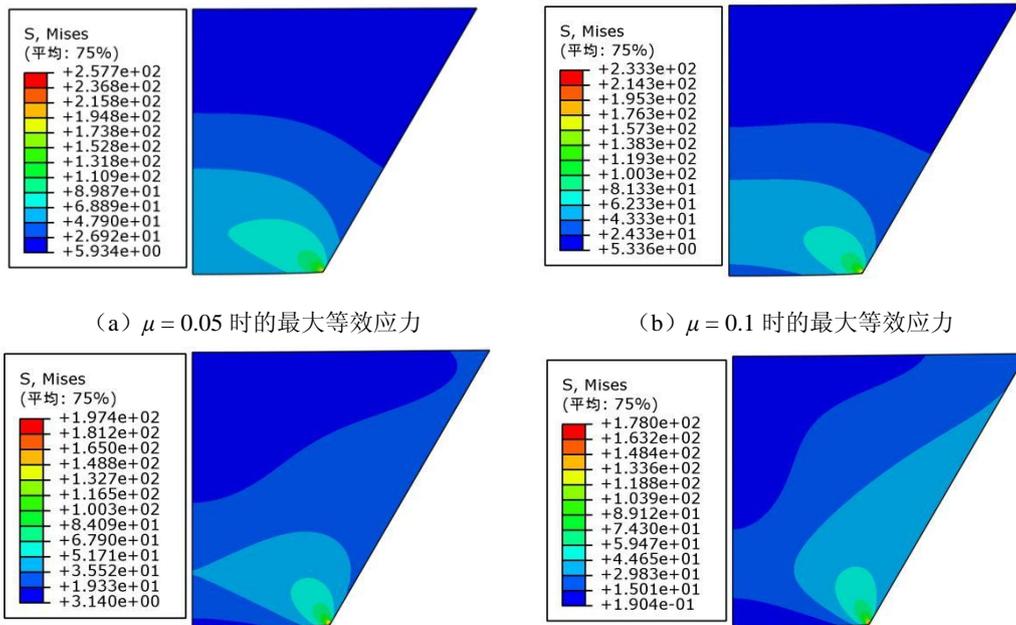
(a) 不同摩擦系数时内侧圆面中心处的位移

(b) 不同摩擦系数时的最大等效应力

图 15 摩擦系数对锥台型观察窗结构性能影响

在图 16 中给出了当  $\alpha = 60^\circ$ ,  $t/D_i=1$  时不同摩擦系数情况下的最大等效应力分布云图, 它们的分布情况类似, 最大值均位于内侧面的边缘位置。在图 17 给出了  $\alpha = 90^\circ$ ,  $t/D_i=1$  时不同摩擦系数情况下的最大轴向位移云图。显然, 对于大的锥角和摩擦系数, 最大轴向位移在外侧面的中心处。

基于上述多参数结构优化计算, 选取固定视窗尺寸  $D_i=220 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 70^\circ$ ,  $\mu = 0.05$  及  $P = 71.6 \text{ MPa}$ , 在改变厚度的情况下计算内圆中心点位移和最大等效应力的变化, 如图 18 所示。由该图可见, 当厚度增大到一定程度 (例如  $t/D_i \geq 1$ ) 后, 它对结构的影响趋向于稳定, 即厚度继续增加产生的影响较小。



(a)  $\mu = 0.05$  时的最大等效应力

(b)  $\mu = 0.1$  时的最大等效应力

(c)  $\mu = 0.2$  时的最大等效应力

(d)  $\mu = 0.3$  时的最大等效应力

图 16 不同摩擦系数的最大等效应力云图

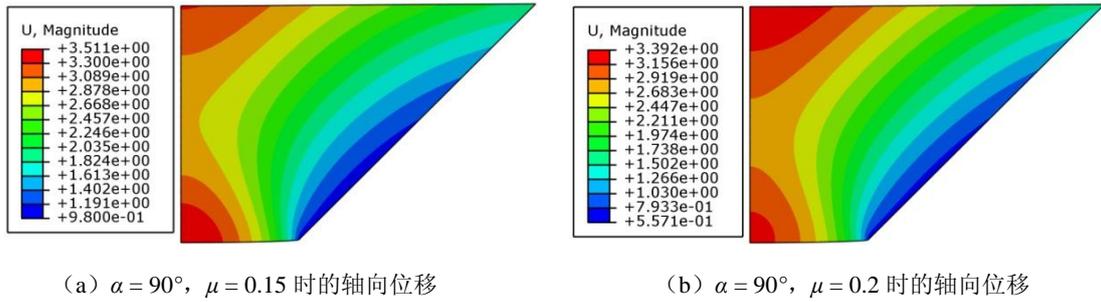


图 17 不同摩擦系数最大轴向位移的位置

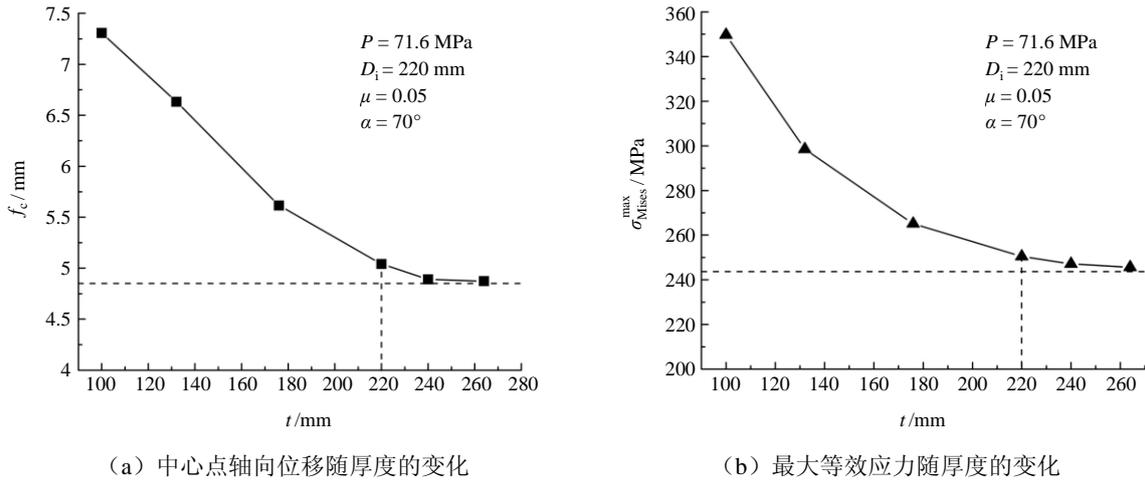


图 18 观察窗厚度对结构性能影响

### 2.5 几何局部尺寸对结构性能的影响

根据上述仿真分析可知，锥台型观察窗内侧圆面边缘处易出现结构强度最大值。分别针对内侧圆面与锥面有无倒角的情况建模。对观察窗几何结构参数选取  $\alpha = 90^\circ$ ,  $t/D_i = 1$ ,  $\mu = 0.05$ ，根据规范和工程应用实践，圆弧倒角分别取为 5 mm 和 7 mm。有无倒角的锥台型观察窗的网格划分细节如图 19 所示。

在图 20 中给出了有、无倒角情况下观察窗结构的最大等效应力分布云图。由该图可知，最大等效应力位置相同，且结构整体受力状况一致。在表 5 中给出了有、无倒角情况下结构的应力与位移，由该表可知，在内侧面应力集中处，倒角有利于减小最大等效应力，且 5 mm 倒角处的最大等效应力和剪应力比 7 mm 倒角时的小；倒角对锥台型观察窗轴向位移的影响比应力的影响要小。

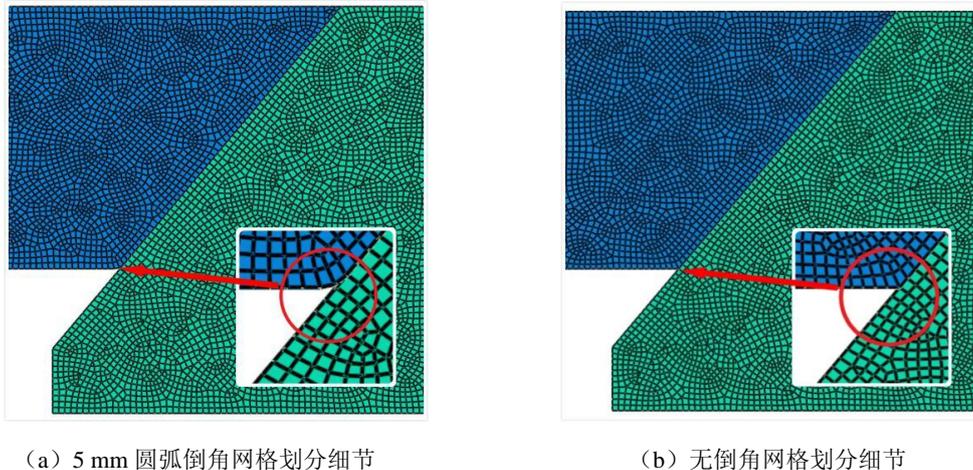


图 19 两种结构的锥台型观察窗的网格划分细节

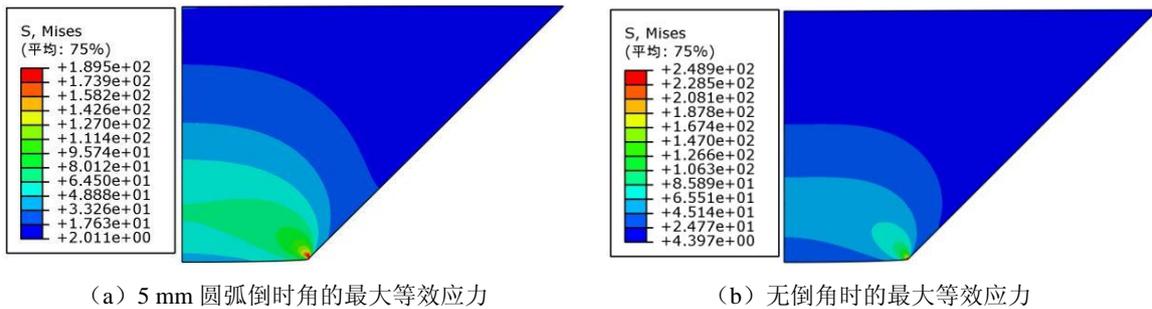


图20 两种结构的锥台型观察窗的最大等效应力

表5 两种锥台型观察窗的应力和位移大小

参数	无倒角	7 mm 圆弧倒角	5 mm 圆弧倒角
最大等效应力/MPa	238.3	219.2	210.5
剪切力/MPa	134.2	102.6	102.4
轴向位移/mm	4.096	4.206	4.176

### 3 结 论

本文基于 ABAQUS 有限元软件构建了两种边界条件下锥台型观察窗的数值计算模型,对结构进行应力和位移分析,同时考察几何设计参数对锥台型观察窗位移和应力等结构性能的影响,结论如下:

- (1) 考虑接触的自由边界比固定边界条件下的轴向位移大,但自由边界更符合实际工程情况。
- (2) 锥角、厚径比和摩擦系数均与最大等效应力和轴向位移成反比。当锥角  $\alpha$  大于  $110^\circ$ , 厚径比  $t/D_1$  大于 1 时,最大等效应力和最大轴向位移的减小不明显,且厚度增加产生的影响非常小。
- (3) 根据最大剪切强度理论,锥角合理优化区间要避免  $90^\circ \sim 110^\circ$ ,厚径比的合理优化区间为  $0.8 \sim 1.2$ ,摩擦系数应该小于 0.2。
- (4) 在锥台型观察窗内侧面边缘处,进行几何倒角有利于减小应力集中,但对轴向位移的影响较小。

作为载人潜器耐压壳体结构的重要部分,观察窗的安全性是保障载人舱乃至潜水器正常工作的基本条件。本文的分析和结论为全海深锥台型观察窗结构进一步的研究及其工程设计应用提供了有益的参考。

### 参 考 文 献

- [1] 林景高,张文明,冯雅丽.载人潜水器观察窗研究综述[J].船舶工程,2003,35(3):1-5.
- [2] STACIHW J D. Conical acrylic windows under long term hydrostatic pressure of 10000 psi[J]. Journal of Engineering for Industry,1972,94(4):1053-1059.
- [3] STACIHW J D. critical pressure of spherical shell acrylic windows under short-term pressure loading[J]. Journal of Engineering for Industry,1996,91(3):573-584.
- [4] 刘道奇,胡勇,王芳,等.深海载人潜水器观察窗的蠕变特性[C]//全国船舶力学会议,南京,2009.
- [5] 黄浔,韩端锋,刘峰,等.载人潜器锥台形观察窗蠕变特性分析[J].哈尔滨工程大学学报,2019,40(1):12-19.
- [6] LI Xiangyang, CUI Weicheng. Contact finite element analysis of a spherical hull in the deep manned submersible[J]. Journal of Ship Mechanics,2004,8(6):87.

- [7] DU Qinghai, HU Yong, CUI Weicheng. Safety assessment of the acrylic conical frustum viewport structure for a deep-sea manned submersible[J], Ships and Offshore Structures, 2017, 12(S1): S221-S229.
- [8] STACHIW J D. Handbook of acrylics for submersibles hyperbaric chambers and aquaria[M]. Flagstaff (AZ): Best Publishing Company (BPC), 2003.

## Strength Analysis of Thick Conical Window for Full Ocean Deep Manned Submersible

DU Qinghai<sup>1</sup>, GAO Rui<sup>2</sup>, CUI Weicheng<sup>1,3</sup>

(1. Hadal Science and Technology Research Center (Shanghai Engineering Research Center of Hadal Science and Technology),

Ocean Science College of Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China;

2. College of Engineering Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China

3. Westlake University, Hangzhou 310024, China)

### Abstract

Full ocean deep (FOD) manned submersible is one of the most challenging deep sea equipment in the field of marine technology. There is technical difficulty in design of the frustum type of observation window for the FOD manned submersible. The software ABAQUS is used to verify the experiments in the literature, and the reliability of the finite element method has been proved. Then a finite element model with two different boundary conditions is established and difference of the solutions to displacement and stress is compared and analyzed. Effects of parameters such as cone angle  $\alpha$ , ratio of thickness to diameter  $t/D_i$ , friction coefficient  $\mu$  and the chamfer on the displacement and stress of the conical window are studied. It is shown that the data of the finite element simulation are slightly larger and more conservative than the experimental results. Axial displacement of the free boundary is larger than that of the fixed boundary, which is more accord with the real action. The three design parameters are inversely proportional to the stress and displacement, and a reasonable optimal interval between the cone angle and the ratio of the thickness to the diameter is obtained. Establishment of the chamfer at the inner side edge of the conical window is beneficial to reduce stress concentration.

**Key words:** HOV; conical window; finite element analysis (FEA); contact

### 作者简介

**杜青海** 男, 1979年生, 博士, 副研究员, 硕士生导师。主要从事船舶与海洋结构物、水下工程结构极限强度理论试验研究及工程设计和应用技术等研究工作。

**高睿** 男, 1995年生, 硕士研究生。主要从事结构分析与试验测试技术研究。

**崔维成** 男, 1963年生, 博士, 教授, 博士生导师。主要从事船舶极限承载能力计算新方法、船舶疲劳寿命预报的统一方法和大型海洋浮体的流固耦合分析等研究工作。